

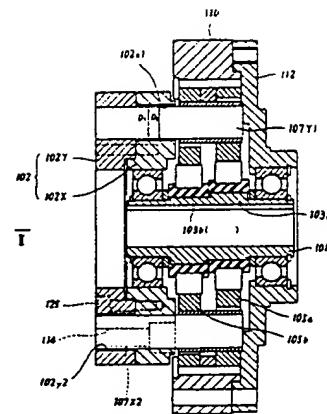
JP 40428204c A
OCT 1992

(54) TROCHOID-SYSTEM TOOTH PROFILE INTERNAL CONTACT TYPE
PLANETARY GEAR STRUCTURE

(11) 4-282046 (A) (43) 7.10.1992 (19) JP
(21) Appl. No. 3-65456 (22) 6.3.1991
(71) SUMITOMO HEAVY IND LTD (72) MASANORI EGAWA(1)
(51) Int. Cl. F16H1/32, F16H55/18

PURPOSE: To reduce the angle backlash without raising machining accuracy and enable angle backlash reducing adjustment from the output shaft side.

CONSTITUTION: An output shaft is divided into two, and inner pins 107X1-107X4 (alternate inner pins) are connected to an output shaft 102X and the remaining inner pins 107Y1-107Y4 are connected to an output shaft 102Y. In this state, these output shafts 102X, 102Y are shifted circumferentially to form assembling phase difference and thereby to obtain the structure of no angle backlash either in normal rotating direction or in reverse rotating direction, and then both output shafts 102X, 102Y are connected to each other.



101: input shaft. 110: internal tooth gear. 112: casing.
114: fitting bolt hole. 125: locking bolt. 102x1, 102x2: through
hole. 103a, 103b: eccentric body. 105a, 105b: external tooth
gear

This Page Blank (uspto)

(51) Int.Cl.
F 16 H 1/32
55/18

識別記号 廈内整理番号
A 8009-3 J
B 8012-3 J

F I

技術表示箇所

審査請求 未請求 請求項の数 2 (全 10 頁)

(21)出願番号 特願平3-65456
(22)出願日 平成3年(1991)3月6日

(71)出願人 000002107
住友重機械工業株式会社
東京都千代田区大手町二丁目2番1号

(72)発明者 江川 正則
愛知県大府市朝日町六丁目1番地 住友重
機械工業株式会社名古屋製造所内

(72)発明者 桜井 良二
愛知県大府市朝日町六丁目1番地 住友重
機械工業株式会社名古屋製造所内

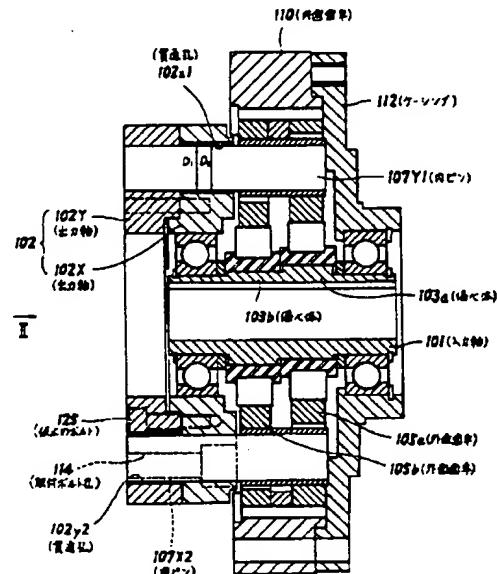
(74)代理人 弁理士 牧野 剛博 (外2名)

(54) 【発明の名称】 トロコイド系歯形内接式遊星歯車構造

(57) 【要約】

【目的】 トロコイド系歯形内接式遊星歯車構造において、加工精度を上げたりせずに角度バックラッシュを軽減する。この際、出力軸の側から角度バックラッシュ低減調整ができるようにする。

【構成】 出力軸を軸方向に2分割し、出力軸1 0 2 X に内ピン1 0 7 X1 ～1 0 7 X4（1つおきの内ピン）を結合し、出力軸1 0 2 Y に残りの内ピン1 0 7 Y1 ～1 0 7 Y4を結合する。その上で、この出力軸1 0 2 X、1 0 2 Yを円周方向にずらして組付け位相差を形成し、正転方向にも逆転方向にも角度バックラッシュのない構造を得、そこで両出力軸1 0 2 X、1 0 2 Y同士を結合する。



【特許請求の範囲】

【請求項1】第1軸と、該第1軸の回転によって回転する偏心体と、該偏心体に取付けられ偏心回転が可能とされた外歯歯車と、該外歯歯車に内接噛合する内歯歯車と、前記外歯歯車に該外歯歯車の自転成分のみを取出す複数の内ビンを介して連結された第2軸と、を備えたトロコイド系歯形内接式遊星歯車構造において、前記第2軸を軸方向で2分割し、前記外歯歯車側に位置する第2軸に、前記内ビンを1つおきに結合すると共に、残りの内ビン相当位置に該内ビン径より若干大きな径の貫通孔を形成し、前記外歯歯車と反対側に位置する第2軸に、前記残りの内ビンを前記貫通孔を通して結合し、該1つおきに内ビンの結合された2つの第2軸を円周方向にずらして組付け位相差を形成し、正転方向、逆転方向ともがたのない状態で、この2つの第2軸同士を結合したことを特徴とするトロコイド系歯形内接式遊星歯車構造。

【請求項2】請求項1において、前記外歯歯車側に位置する第2軸に、その軸方向に孔部を形成すると共に、前記外歯歯車と反対側に位置する第2軸に、該孔部と円周方向の位相を若干ずらしてねじ孔を形成し、且つ、先端が円錐形とされた先止めねじを、前記ねじ孔の側から前記孔部に対してねじ込むことにより、該ねじ孔と孔部の前記円周方向の位相のずれを縮小し、2つの第2軸に前記円周方向の組付け位相差を形成することを特徴とするトロコイド系歯形内接式遊星歯車構造。

【発明の詳細な説明】

【0001】

【産業上の利用分野】本発明は、特に角度パックラッシュを低減するように構成したトロコイド系歯形内接式遊星歯車構造に関する。

【0002】

【従来の技術】従来、第1軸と、該第1軸の回転によって回転する偏心体と、該偏心体に取付けられ偏心回転が可能とされたトロコイド系の外歯歯車と、該外歯歯車に内接噛合する内歯歯車と、前記外歯歯車に該外歯歯車の自転成分のみを取出す内ビンを介して連結された第2軸と、を備えたトロコイド系歯形内接式遊星歯車構造が広く知られている。

【0003】この構造の具体的な従来例を図6及び図7に示す。

【0004】この従来例は、前記第1軸を入力軸とすると共に、第2軸を出力軸とし、内歯歯車を固定することによって上記構造を「減速機」に適用したものである。

【0005】入力軸1には所定位相差（この例では180°）をもって偏心体3a、3bが嵌合されている。この偏心体3a、3bは、それぞれ入力軸1（中心O₁）に対して偏心量eだけ偏心している（中心O₂）。それぞれの偏心体3a、3bにはペアリング4a、4bを介して第1、第2外歯歯車5a、5bが複列に取付けられている。この第1、第2外歯歯車5a、5bには内ローラ孔6a、6bが複数設けられ、内ビン7及び内ローラ8が遊嵌されている。

【0006】外歯歯車を2枚（複列）にしているのは、主に伝達容量の増大、強度の維持、回転バランスの保持を図るためである。

【0007】第1、第2外歯歯車5a、5bの外周にはトロコイド系歯形（トロコイドの特殊解であるサイクロイド部分が用いられるときは円弧歯形）の外歯が設けられている。この外歯はケーシング12に固定された内歯歯車10と内接噛合している。内歯歯車10の内歯は、具体的には外ビン11が外ビン穴13に遊嵌され、回転し易く保持された構造とされている。

【0008】前記第1、第2外歯歯車5a、5bを貫通する内ビン7は、出力軸2に固着又は嵌入されている。又、符号14は取付ボルト孔である。

【0009】入力軸1が一回転すると偏心体3a、3bが一回転する。この偏心体3a、3bの一回転により、第1、第2外歯歯車5a、5bは入力軸1の周りで搖動回転を行おうとするが、内歯歯車10によってその自転10が拘束されるため、第1、第2外歯歯車5a、5bは、この内歯歯車10に内接しながら殆ど搖動のみを行うことになる。

【0010】いま、例えば第1、第2外歯歯車5a、5bの歯数をそれぞれN、内歯歯車10の歯数をN+1とした場合、その歯数差は1である。そのため、入力軸1の一回転毎に第1、第2外歯歯車5a、5bはケーシング12に固定された内歯歯車10に対して1歯分だけずれる（自転する）ことになる。これは入力軸1の一回転が第1、第2外歯歯車5a、5bの-1/Nの回転に減速されたことを意味する。

【0011】この第1、第2外歯歯車5a、5bの回転は内ローラ孔6a、6b及び内ビン7（内ローラ8）の隙間によってその搖動成分が吸収され、自転成分のみが該内ビン7を介して出力軸2へと伝達される。

【0012】この結果、結局減速比-1/Nの減速が達成される。

【0013】上述した内接噛合遊星歯車構造は、現在種々の減速機あるいは増速機に適用されている。例えば、上記構造においては、第1軸を入力軸、第2軸を出力軸とするようにして減速機を構成していたが、入、出力軸を変更することにより、「増速機」を構成することもできる。又、第2軸を固定して内歯歯車から出力を取出すこともできる。

【0014】ところで一般に、歯車伝動機構では互いに噛合する歯車間や軸への取付け手段等に遊びやがたがある。このため正転から逆転に移るときに駆動側が逆転してもすぐには被動側の逆転となっては現われない。

【0015】この明細書では、便宜上このような正転から逆転に移る際に生ずる遊びやがたを「角度パックラッシュ」と呼ぶことにする。即ち、この角度パックラッシュ

ユは、入力軸がどの程度逆転すれば出力軸がそれに追随して逆転するかを示すものである。換言すればこの角度バツクラッシュは、一方の軸（入力軸又は出力軸）を止めた状態で他方を動かすことのできる量（角度）とも定義し得るものである。

【0016】前述したような複列式の内接噛合遊星歯車構造を採用した伝動機構にあっては、個々の噛合い部分での遊びやがたが互いに干渉されるため、このような角度バツクラッシュは比較的小さくなるとされている。

【0017】しかしながら、このような複数枚の外歯車を有する複列式内接噛合遊星歯車構造にあっても、本来歯と歯の噛合いによって力の伝達が行われるものであるため、正転から逆転に移る際に小さいとは言え、やはり角度バツクラッシュが生ずる。

【0018】このような角度バツクラッシュの存在は、伝動機構が正逆回転を伴なう制御装置として使われるときには当然に精度の低下を招き、又、伝動装置自体の純機械的な耐久性の面からみても衝撃が生じ易くなるため好ましくない。

【0019】従来、この角度バツクラッシュを小さくするためには、部品の加工精度を上げたり、採用する部品の選択組合せによる方法が取られている。

【0020】又、特開昭59-106744においては、偏心体を2つの外歯車に対応して軸方向で分割すると共に、それぞれの偏心体を軸に取付けるための取付け手段を該軸に対して可回動とし、両偏心体を円周方向にずらして組付け位相差を形成しながら組付け、一方の偏心体によって正転方向の角度バツクラッシュを除去し、他方の偏心体によって逆転方向の角度バツクラッシュを除去する方法が開示されている。

【0021】

【発明が解決しようとする課題】しかしながら、上記部品の精度を上げる方法は、当然に製造コストが高くなるという欠点を有する。

【0022】又、組付ける部品の選択組合せによる方法は、もともと角度バツクラッシュを小さくするために隙間を小さくした部品を組合せることになるため、作業性が非常に悪くなるという問題がある。

【0023】又、前記特開昭59-106744による方法では、構造上第2軸側（第2軸は出力軸として用いられることが多い）からの角度バツクラッシュの調整がやり難いという問題があった。又、それぞれの偏心体が軸に対して可回動であることを利用して、外歯車が正転方向及び逆転方向に角度バツクラッシュがないように組付け位相差をつけながら該偏心体を組付ける必要があったため、作業性が極めて悪く、組付け終ったときにこの「組付け位相差」が緩み、角度バツクラッシュが発生し得るような状態となってしまうことが多々あった。

【0024】本発明は、このような従来の問題に鑑みてなされたものであって、角度バツクラッシュの調整作業

が第2軸（出力軸）の側から容易にでき、しかもその調整自体を極めて簡単に行うことのできる、トロコイド系歯形内接式遊星歯車構造を提供することにより、上記課題を解決せんとしたものである。

【0025】

【課題を解決するための手段】本発明は、第1軸と、該第1軸の回転によって回転する偏心体と、該偏心体に取付けられ偏心回転が可能とされた外歯車と、該外歯車に内接噛合する内歯車と、前記外歯車に該外歯車の自転成分のみを取出す複数の内ビンを介して連結された第2軸と、を備えたトロコイド系歯形内接式遊星歯車構造において、前記第2軸を軸方向で2分割し、前記外歯車側に位置する第2軸に、前記内ビンを1つおきに結合すると共に、残りの内ビン相当位置に該内ビン径より若干大きな径の貫通孔を形成し、前記外歯車と反対側に位置する第2軸に、前記残りの内ビンを前記貫通孔を通して結合し、該1つおきに内ビンの結合された2つの第2軸を円周方向にずらして組付け位相差を形成し、正転方向、逆転方向ともがたのない状態で、この2つの第2軸同士を結合したことにより、上記課題を解決したものである。

【0026】又、本発明は、前記外歯車側に位置する第2軸に、その軸方向に孔部を形成すると共に、前記外歯車と反対側に位置する第2軸に、該孔部と円周方向の位相を若干ずらしてねじ孔を形成し、且つ、先端が円錐形とされた先止めねじを、前記ねじ孔の側から前記孔部に対してねじ込むことにより、該ねじ孔と孔部の前記円周方向の位相のずれを縮小し、2つの第2軸に前記円周方向の組付け位相差を形成することにより、上記課題を解決したものである。

【0027】

【作用】本発明においては、出力軸として用いられるこの多い第2軸を軸方向で2分割し、外歯車側に位置する第2軸に内ビンを1つおきに結合する。その上で、残りの内ビン相当位置に該内ビン径より若干大きな径の貫通孔を形成し、この貫通孔を利用して、外歯車と反対側に位置する第2軸に残りの内ビンを結合するようにしている。

【0028】これにより、2つの第2軸は1つおきの内ビン毎に円周方向に組付け位相差を形成し得る状態となるため、これによって正転方向、逆転方向ともがたのない状態とすることができる。そしてこのがたのない状態で2つの第2軸同士を結合するようにしている。その結果、正転方向、逆転方向とも角度バツクラッシュのない運転ができるようになる。

【0029】又、本第2発明は、この組付け位相差を形成した状態で、即ち正転方向にも逆転方向にもがたのない状態を維持しながら2つの第2軸を結合する作業が、現実的にはかなり難しいことに鑑み、これを容易に実現できるようにしたものである。

【0030】即ち、外歯歯車側に位置する第2軸に孔部を形成し、この孔部と円周方向の位相を若干ずらして外歯歯車と反対側に位置する第2軸にねじ孔を形成する。そして、このねじ孔の側から先端が円錐形とされた先止めねじをねじ込むと、このねじ孔と孔部の位相のずれが解消され、結果として2つの第2軸に組付け位相差を形成することができ且つこの状態を維持できるようになる。従って、この状態で2つの第2軸同士を結合すれば、該結合の際に形成した組付け位相差が緩んだりすることなく、確実に正転方向にも逆転方向にもがたのない組付けを行うことができるものである。

【0031】

【実施例】以下図面に基づいて本発明の実施例を詳細に説明する。

【0032】図1及び図2に示されるように、この実施例は、第1軸を入力軸、第2軸を出力軸とすると共に、内歯歯車をケーシングに固定することにより本発明を「減速機」に適用したものである。

【0033】この実施例は、入力軸（第1軸）101と、該入力軸の回転によって回転する偏心体103a、103bと、該偏心体103a、103bに取付けられ、偏心回転が可能とされた2列の外歯歯車（歯数N）105a、105bと、該外歯歯車105a、105bに内接噛合すると共に、ケーシング112に固定された内歯歯車（歯数N+1）110と、前記外歯歯車105a、105bに該外歯歯車105a、105bの自転成分のみを取出す8本の内ビン107X1～107X4、107Y1～107Y4を介して連結された出力軸（第2軸）102とを備える。

【0034】前記出力軸102は軸方向で2分割して102X、102Yとし、外歯歯車105a、105b側に位置する出力軸102Xに、前記内ビン107X1～107X4（1つおき）を結合するようしている。

【0035】又、この出力軸102Xには、残りの内ビン107Y1～107Y4相当位置に、内ビン径D1より若干大きな径D2の貫通孔102x1～102x4を形成してある。

【0036】一方、前記外歯歯車105a、105bと反対側に位置する出力軸102Yには、残りの内ビン107Y1～107Y4をこの貫通孔102x1～102x4を通して結合している。なお、この実施例では、更に出力軸102Yに内ビン107X1～107X4に対応する貫通孔102y1～102y4を設け、内ビン107X1～107X4を延在・遊嵌させている。

【0037】この減速機は、まず従来と同様に仮組みされる。この際、仮締めボルト125が利用される。このときは出力軸102X、102Yの固定用ノックピン孔の加工及びノックピン122の打込みは行わない。ここで、角度パックラッシュの測定を行い、角度パックラッシュをより小さくする必要があるときは、仮締めボルト

125を少し緩める。そして1つおきに内ビン107X1～107X4、107Y1～107Y4の結合された2つの出力軸102X、102Yを円周方向にずらして組付け位相差を形成し、正転方向、逆転方向ともがたのない状態、あるいはがたを小さくした状態とする。

【0038】この2つの出力軸102X、102Yを円周方向にずらして組付け位相差を形成する際に、当該作業が実行し易いように、出力軸102X、102Yには切欠124が形成されている。

10 【0039】この状態で再び角度パックラッシュの値を確認した上で試運転し、上記仮締めボルト125を締めし、2つの出力軸102X、102Y同士をノックピン122によって結合する。

【0040】次に、この実施例の作用を説明する。

【0041】入力軸101が正転方向に回転すると、偏心体103a、103bは正転方向に公転（揺動）し、これにより、外歯歯車105a、105bが正転方向に公転（揺動）する。

【0042】しかしながら、この外歯歯車105a、105bは、ケーシング112に固定された内歯歯車110と噛合しているため、1回の公転によって（両者の歯数差の）1歯分だけ内歯歯車との噛合がずれ、その分だけ自転することになる。従来ならば、ここで内ローラ孔106a、106b及び全内ビン107によって公転成分が吸収され、自転成分のみが出力軸102に伝達されるのであるが、この実施例では、正転方向に動力伝達が行われる場合には、組付け位相差によって正転方向の隙間が零とされた内ビン107X1～107X4のみによって、当該自転成分が出力軸102X（及び102Y）に伝達される。

20 【0043】一方、逆転方向の動力伝達の場合には、入力軸101～外歯歯車105a、105bまでの動力伝達は従来と同様であるが、ここから逆転方向の隙間が零とされた内ビン107Y1～107Y4によって外歯歯車105a、105bの自転成分が出力軸102Y（及び102X）に伝達される。

【0044】この実施例によれば、動力の伝達に寄与する内ビンの数が従来の半数になるものの、正転方向及び逆転方向のいずれに対しても角度パックラッシュのない40 回転をことができる。又、角度パックラッシュの発生を防止するために、加工精度を上げることによって各部材の「隙間」をなくしたものではないため、組付け作業自体は従来とほぼ同様に容易に行うことができ、又、組付け後においても所定の隙間自体は残存するため、この隙間にによって加工誤差等を吸収することができ、又、この隙間部分に潤滑油等を貯えることもできるようになる。

【0045】次に、図3～図5を用いて本発明の第2実施例を説明する。

50 【0046】この実施例は、2つの出力軸202X、2

0 2 Yを円周方向にずらして組付け位相差を形成しながら、該出力軸 1 0 2 X、2 0 2 Yを結合する際に、この作業をより容易に、且つ確実に実行できるように工夫したものである。

【0 0 4 7】即ち、先の実施例では、出力軸 1 0 2 X、1 0 2 Yを円周方向にずらすために仮締めボルト 1 2 5を適当に緩めて組付け位相差を形成し、この組付け位相差を仮締めボルト 1 2 5の増締め等により作業者自体が維持するようにしながら、試運転した上で出力軸 1 0 2 X、1 0 2 Y同士をノックピン 1 2 2で固定する必要がある。そのため、場合によっては試運転中、あるいはノックピン打込みの際に形成した組付け位相差が緩んで組立て終えたとき再びがたが生じてしまうことが有り得る。

【0 0 4 8】そこで、このような不具合を防止するためには、この実施例では、外歯歯車側に位置する出力軸 2 0 2 Xに、その軸方向に穴部 2 3 0が形成されている(図4、図5)。なお、この穴部 2 3 0は、貫通していてもよい。又、外歯歯車と反対側に位置する出力軸 2 0 2 Yに、該穴部 2 3 0と円周方向の位相を δ だけずらしてねじ孔 2 3 2が形成されている。

【0 0 4 9】このねじ孔 2 3 2には、先端が円錐形とされた先止めねじ 2 3 4がねじ込み可能とされている。即ち、ねじ孔 1 3 2の側から先端が円錐形とされた先止めねじ 2 3 4を穴部 2 3 0に対してねじ込むようにすると、該ねじ孔 2 3 2と穴部 2 3 0のずれ δ が縮小(解消)し、その結果として、出力軸 2 0 2 X、2 0 2 Yに組付け位相差が形成されるようになる。形成される組付け位相差は、先止めねじ 2 3 4のねじ込み量によって調整できる。

【0 0 5 0】即ち、このねじ込みによって出力軸 Xに結合されている内ビン 2 0 7 X1～2 0 7 X4が正転方向に隙間なく接触した状態とされ、又、出力軸 Yに結合された内ビン 2 0 7 Y1～2 0 7 Y4が逆転方向に隙間なく接触した状態とすることができます。そして、この状態で仮締めボルト 2 2 5を増締めし、角度パックラッシュの値を確認すると共に、若干の試運転を行い、良好であることを確認して出力軸 2 0 7 X、2 0 7 Yに固定用のノックピン孔の加工を施し、ノックピン 2 2 2を打込んで該角度パックラッシュの維持を行うものである。

【0 0 5 1】この間、出力軸 2 0 2 X、2 0 2 Yの組付け位相差は、先止めねじ 2 3 4によって確実に維持されているため、当該組立てや試運転の際に組付け位相差が緩んだりすることなく、従って、極めて簡単に、且つ確実に角度パックラッシュを低減する構造を得ることができる。

【0 0 5 2】なお、その他の構成は先の実施例と同様で

あるため図中で同一部位に下2桁が同一の符号を付すに止め、重複説明を省略する。

【0 0 5 3】

【発明の効果】以上説明した通り、本発明によれば、関係部品の寸法精度を従来と同様としながら、角度パックラッシュを飛躍的に低減することができ、又、製品間に多少のばらつきがあっても、このばらつきを吸収した上で角度パックラッシュをほぼ零に維持することができ、更に、出力軸の側から仮組み状態のままパックラッシュの値を調整できるため、組立ての能率が非常に良くなるという効果も得られる。

【図面の簡単な説明】

【図1】図1は、本発明の実施例に係るトロコイド系歯形内接式遊星歯車構造が適用された減速機の(図2I-I線に沿う)断面図である。

【図2】図2は、上記減速機の矢視II方向から見た側面図である。

【図3】図3は、本発明の第2実施例を示す図2相当の側面図である。

【図4】図4は、図3の矢視IV-IV線に沿う拡大断面図である。

【図5】図5は、図4の矢視V-V線に沿う断面図である。

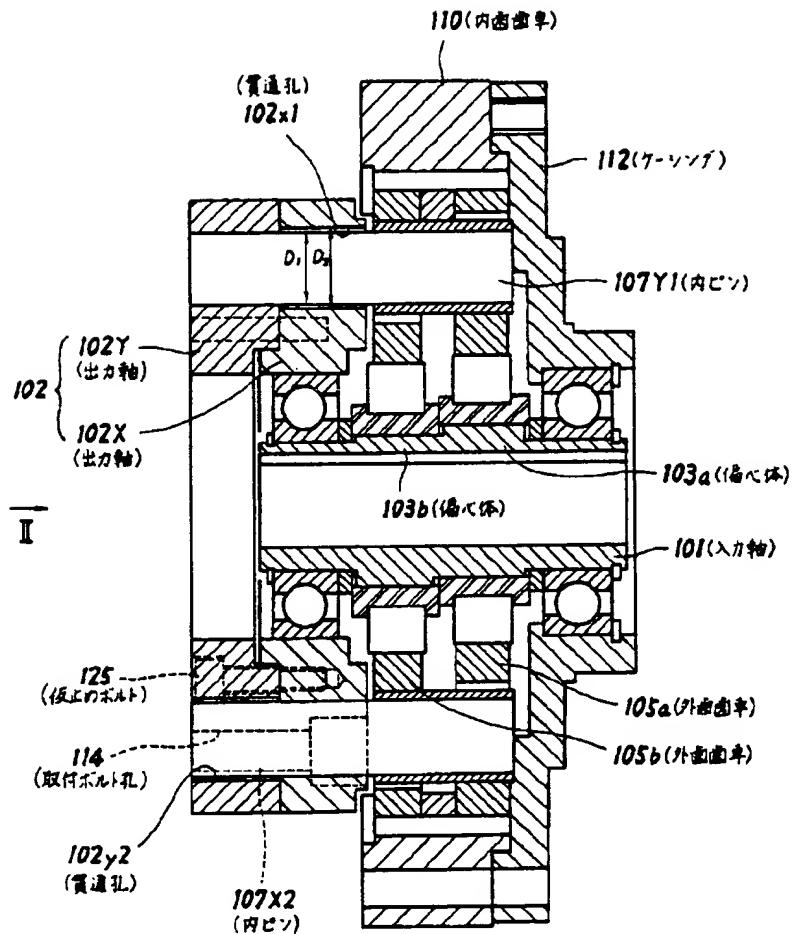
【図6】図6は、従来のトロコイド系歯形内接式遊星歯車構造が適用された減速機の例を示す断面図である。

【図7】図7は、図6の矢視VII-VII線に沿う断面図である。

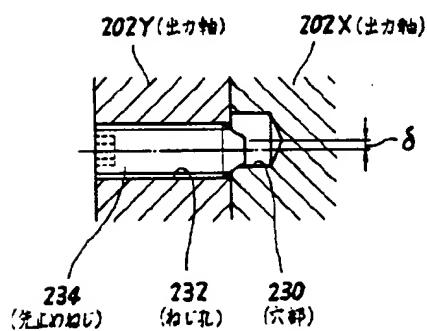
【符号の説明】

- 1、1 0 1、2 0 1…入力軸、
- 2、1 0 2 X、1 0 2 Y、2 0 2 X、2 0 2 Y…出力軸、
- 3a、3b、1 0 3 a、1 0 3 b、2 0 3 a、2 0 3 b…偏心体、
- 5a、5b、1 0 5 a、1 0 5 b、2 0 5 a、2 0 5 b…外歯歯車、
- 6a、6b、1 0 6 a、1 0 6 b、2 0 6 a、2 0 6 b…内ローラ孔、
- 7、1 0 7 X1～1 0 7 X4、1 0 7 Y1～1 0 7 Y4、2 0 7 X1～2 0 7 X4、2 0 7 Y1～2 0 7 Y4…内ビン、
- 8、1 0 8、2 0 8…内ローラ、
- 1 0、1 1 0、2 1 0…内歯歯車、
- 1 1、1 1 1、2 1 1…外ビン、
- 2 3 0…孔部、
- 2 3 2…ねじ孔、
- 2 3 4…先止めねじ。

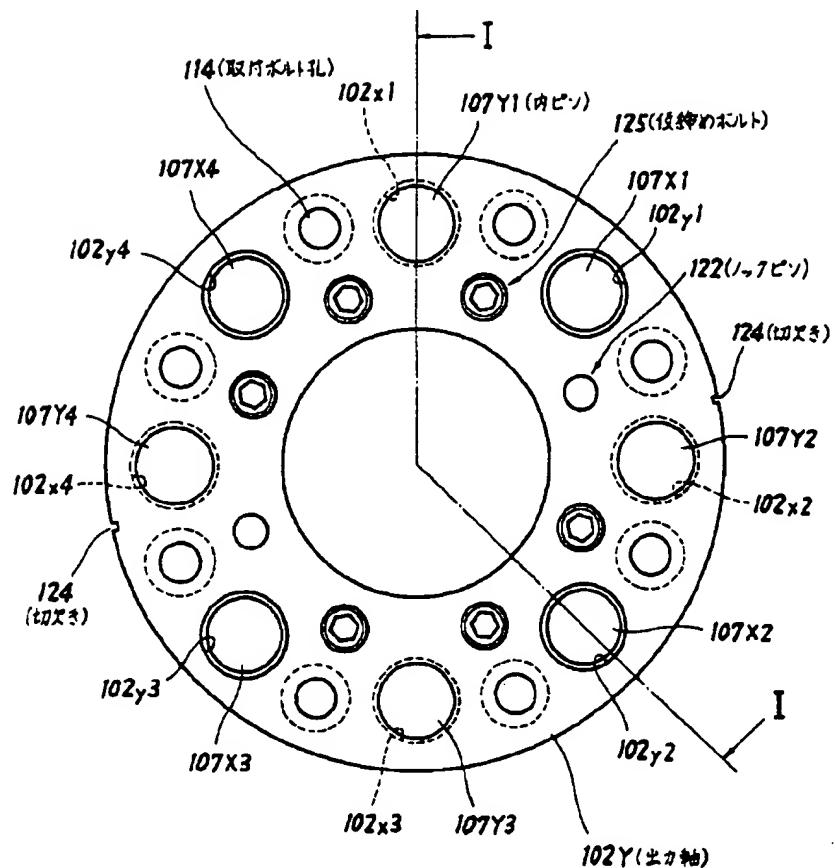
【図1】



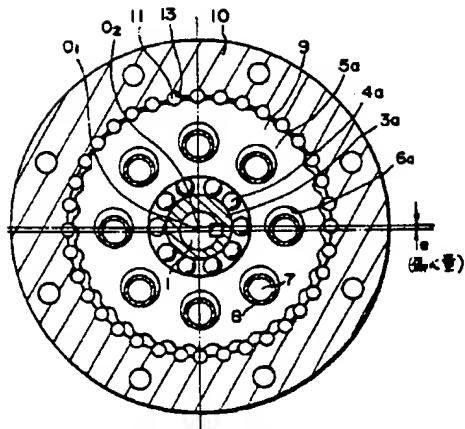
【図5】



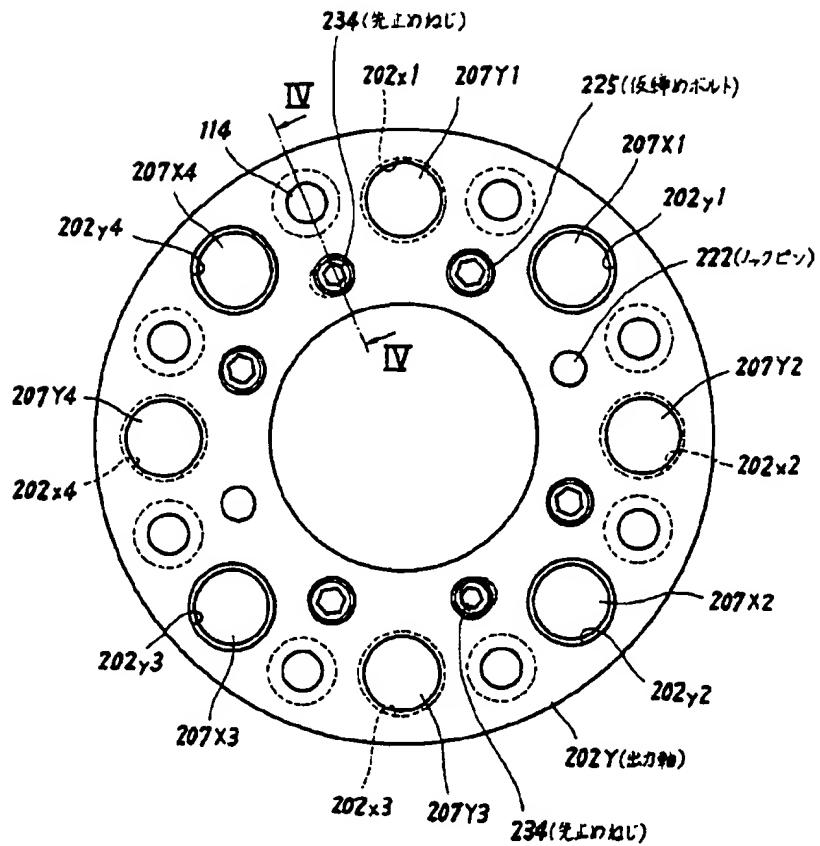
【図2】



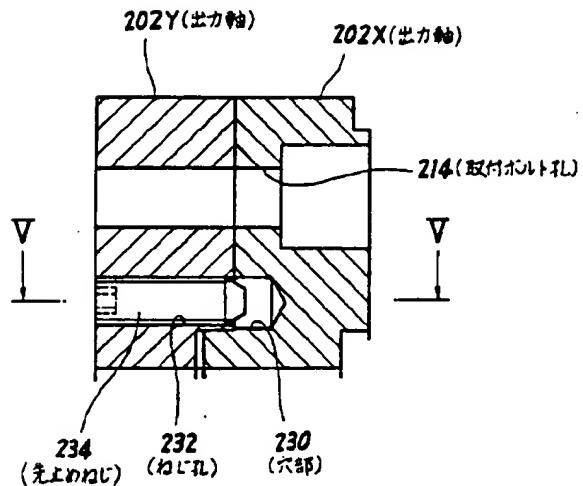
【図7】



[图 3]



【図4】



【図6】

